

А.В. ГРИЦЮК, д-р техн. наук, зам. ген. констр. ГП «ХКБД», Харьков;
А.Л. ГРИГОРЬЕВ, д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПИ»;
А.Н. ВРУБЛЕВСКИЙ, д-р техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков;
С.Б. САФОНОВ, инженер ГП «ХКБД», Харьков;
А.А. ОВЧИННИКОВ, аспирант ХНАДУ, инженер ГП «ХКБД», Харьков

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКОГО РЕГУЛЯТОРА АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ПРИНЦИПА АДАПТИВНОГО УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ

Проанализирован порядок работы корректоров цикловой подачи и механизма изменения угла начала подачи, устанавливаемых в регуляторе гидравлического типа малолитражного автомобильного дизеля. Описан метод выбора их основных параметров, использующий математическое моделирование и экспериментальные исследования на безмоторных стендах.

Ключевые слова: регулятор дизеля, скоростная характеристика, адаптивное управление, пневматический корректор, гидравлический корректор, сервопривод.

Введение и постановка задачи. В Харьковском конструкторском бюро по двигателестроению (ХКБД) завершаются опытно-конструкторские работы по доводке отдельных узлов автомобильного дизеля 4ДТНА1 *двойного назначения*, имеющего размерность 4 ЧН 8.8/8.2 и номинальную мощность $N_e = 73.5 \text{ кВт}$ [1]. В статье [2] приводятся и обосновываются те уточнения, которые по результатам проведенных моторных испытаний вносятся в методики адаптивного задания процесса топливоподачи [3], а также в программу и методику обкаточных, регулировочных и сдаточных испытаний дизеля. Эти изменения, в основном, касались принципов формирования *внешней скоростной характеристики* (ВСХ) и закономерностей изменения угла *опережения впрыскивания топлива* (УОВТ). В новой публикации описываются ход и результаты исследования, которые привели к практической реализации уточнённых принципов и закономерностей в конструкции регулятора.

Задачи выбора основных параметров для корректоров цикловой подачи и механизма изменения угла начала подачи являются связанными между собой и решаются *методом последовательных приближений*. Причём (что является незыблемым правилом нового направления работ [4] ХКБД) каждый очередной этап решения проходит обязательную экспериментальную проверку на опытном образце, по результатам которой, в случае необходимости, инициируется проведение дополнительных расчётных и экспериментальных исследований. На данном этапе были внесены необходимые уточнения в принципиальную схему системы адаптивного управления топливоподачей, а также в конструкцию и параметры её упругих элементов – пружин и мембран.

Регуляторные и скоростные характеристики. Напомним (см., напр., статью [5], где дано подробное описание устройства), что на дизеле 4ДТНА1 установлен регулятор гидравлического типа, имеющий сервопривод (рис.1). Сервопривод снабжён чувствительным элементом в виде груза-золотника и на всех рабочих режимах дизеля обеспечивает выполнение условия

$$\Delta P = A \cdot n^2, \quad (1)$$

где $\Delta P = P_p - P_B$ – перепад давления топлива, приложенный к торцам рейки 3; P_p – избыточное давление в регуляторной полости; P_B – отрицательное (по отношению к топливному баку) давление во всасывающей полости топливоподкачивающего насоса 7; n – частота вращения вала топливного насоса; коэффициент пропорциональности A определяется равенствами

$$A = A_1 + A_2 / n^2 \approx Mz (\pi / 30)^2 H_3 / f_3,$$

$$A_1 = (Mz / f_3) (\pi / 30)^2 (H_3 - h_3), \quad A_2 = Z_3 h_3 / f_3.$$

и не зависит от вязкости топлива; Mz – избыточная (архимедова) масса груза,

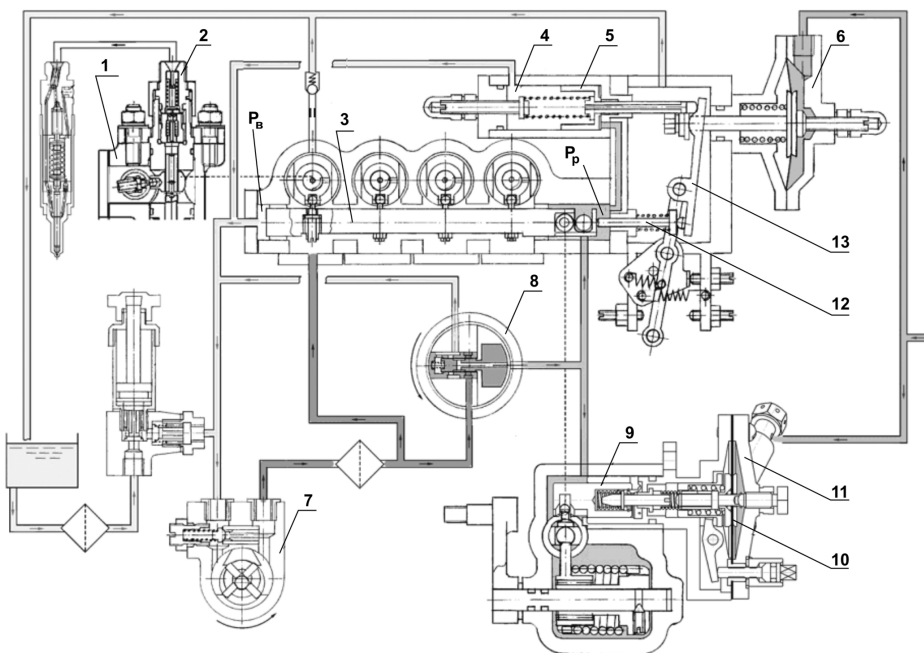


Рис. 1 – Схема топливopодкaчивающей и регулирующей аппаратуры:

- 1 – форсунка; 2 – секция насоса; 3 – рейка; 4 – полость за плунжером; 5, 6 – корректоры цикловой подачи; 7 – шиберный топливopодкaчивающий насос; 8 – груз-золотник; 9, 11 – корректоры УОВТ; 10 – мембрана; 12 – упор рейки; 13 – рычаг-упор.

которая отличается от его инерционной массы $mз$,

$$Mз = mз \cdot (1 - \rho / \rho_c);$$

ρ – плотность топлива; ρ_c – плотность стали; $Zз$ – коэффициент жёсткости пружины груза; $fз$ – площадь поперечного сечения груза, на которую действует перепад давления; $Hз, hз$ – начальное отклонение центра масс груза от оси вращения и его рабочее перемещение.

Давление P_p , в отличие от перепада ΔP , зависит не только от вязкости топлива, но и от других факторов, которые трудно контролировать (напр., изношенности топливоподкачивающего насоса, табл.1). Использовать столь нестабильный параметр для регулирования цикловой подачи недопустимо.

Таблица 1 – Давления в регуляторной полости для разных экземпляров шибберного насоса

Частота $n, \text{мин}^{-1}$	Давление $P_p, \text{кПа}$				
	№1	№2	№3	№4	сред.
750	45	30	30	45	38
1000	60	50	80	65	61
1500	110	105	130	115	115
2100	200	205	225	210	210

передаточное отношение между рейкой и дозирующим золотником плунжерной пары; α_{om} – угол наклона *отсечной* кромки, можно определить коэффициент b наклона *регуляторных характеристик*. На режимах минимального холостого хода частота $n_{x.x} = 400 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$, и этот наклон приблизительно в 5 раз меньше, чем на номинальном режиме, где $n_n = 2100 \text{ мин}^{-1}$.

На рис.2 сплошными линиями показаны регуляторные характеристики, пунктиром – *частичные скоростные характеристики*, возникающие при ограничении подачи давлением наддува. Символом h_a обозначен *активный ход* плунжера топливного насоса.

Дифференцируя зависимость (1), по формуле

$$b = (2 A_1 fr / (Zr i_p \operatorname{tg} \alpha_{om})) \cdot n,$$

где $Dr, fr = \pi Dr^2 / 4$ – диаметр и площадь поперечного сечения рейки; Zr – коэффициент жёсткости *все-режимной пружины* (приведенный к оси рейки); i_p –

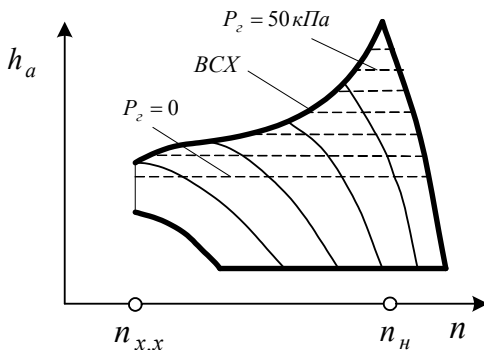


Рис. 2 – Характеристики регулятора.

Уточнённые принципы формирования ВСХ. Требуемое изменение

цикловой подачи $Q_{\text{ц}}$ для режимов внешней скоростной характеристики дано

Таблица 2 – Параметры ВСХ

$n, \text{мин}^{-1}$	$Q_{\text{ц}}, \text{мм}^3$	$P_{\text{с}}, \text{кПа}$
400	33.8	8
500	40.8	10
600	44.0	12
700	45.2	24
800	45.5	40
900	45.2	60
1000	45.1	85
1100	45.3	105
1200	45.8	115
1300	46.5	120
1400	47.5	121
1500	48.5	118
1600	49.3	116
1700	50.0	113
1800	50.2	110
1900	50.4	111
2000	50.6	112

в табл.2; там же приводятся значения избыточного давления наддува $P_{\text{с}}$, отвечающие этим режимам.

Известно [6,7], что в областях малых и высоких частот n коэффициент подачи топливного насоса уменьшается, в результате чего зависимость $Q_{\text{ц}}(n)$ при условии постоянства активного хода плунжера $h_a = \text{const}$ приобретает *унимодальный характер* (имеет один локальный экстремум – максимум). В табл.3 общая закономерность подтверждена результатами гидродинамических расчётов опытного образца топливной аппаратуры, проведенных по методике [8], а в табл.4 – результатами его исследования на безмоторном стенде (где указаны средние значения цикловых подач по 4-рём секциям).

В экспериментах моделировали частичные скоростные характеристики (рис.2) путём подачи сжатого воздуха на мембрану корректора 6; в табл.4 указано соответствующее изменение активного хода плунжера $\Delta h_a, \text{мм}$. Наблюдающееся различие между результатами табл.3 и табл.4, в основном, связано с усреднением подач по секциям насоса и не имеет существенного значения.

Таблица 3 – Изменение цикловой подачи в зависимости от величины активного хода плунжера $h_a, \text{мм}$ и частоты $n, \text{мин}^{-1}$

h_a / n	400	600	800	1000	1200	1500	1800	2100
1.2	14.4	22.6	29.3	28.2	26.1	25.1	23.5	23.1
1.3	17.7	28.3	33.3	30.9	29.6	27.0	25.9	24.9
1.4	21.0	31.2	35.9	33.9	32.4	29.6	28.1	26.9
1.5	25.5	33.5	38.6	36.8	35.0	33.2	30.5	28.7
1.6	29.5	36.7	43.0	39.4	37.1	34.9	33.6	31.7
1.7	34.5	41.6	46.2	42.0	40.1	37.0	35.2	34.7
1.8	36.5	48.0	49.9	46.3	42.2	39.3	37.1	36.4
1.9	39.8	51.1	53.3	49.3	44.5	42.0	39.5	38.0
2.0	43.0	54.9	55.8	51.4	48.8	44.8	41.8	39.8
2.1	48.0	59.7	59.3	55.3	52.6	47.8	45.3	42.8
2.2	50.3	62.2	65.7	59.9	56.2	52.4	49.0	47.5

В диапазоне $n = 400 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$ протекание скоростной характеристики

$h_a \equiv 1.7 \text{ мм}$ из табл.3 оказалось близким к данным табл.2 и может быть исправлено до требуемого за счёт соответствующего выбора параметров *пневматического корректора* 6. Но при частотах $n > 800 \text{ мин}^{-1}$ между этой характеристикой и ВСХ наблюдается качественное отличие: в табл.2 подача монотонно увеличивается, причём, что является особенностью малолитражных автомобильных дизелей, возрастание $Q_{ц}$ продолжается и после частоты n_M режима максимального крутящего момента (здесь $n_M = 1200 \text{ мин}^{-1}$).

Таблица 4 – Изменение средней цикловой подачи топлива для частичных скоростных характеристик дизеля

$P_{\varepsilon}(\Delta h_a)/n$	400	700	1100	1500	1800
0 (0)	31.9	40.2	40.9	41.7	40.6
10 (0.15)	40.1	46.3	42.9	42.8	40.9
40 (0.40)	51.3	53.9	48.2	48.1	46.5
100 (0.68)	58.1	60.6	56.9	52.9	51.6

Следовательно, в таком дизеле положение упора рейки, ограничивающего её продольные перемещения, нужно изменять при использовании двух корректоров – по давлению наддува и по частоте.

В первоначальном варианте *гидравлического корректора* 5 в качестве определителя частоты использовалось давление P_p , а полость, расположенная за поршнем корректора, была подсоединена через систему сбора утечек к топливному баку. Но учитывая существенный разброс параметров по данным табл.1 этот вариант был доработан, полость за поршнем соединена с всасывающей полостью шиберного насоса, и в новом корректоре по частоте используется перепад давления ΔP . На рис.3 приведен график коэффициента

$$K_{ув} = \Delta P / P_p,$$

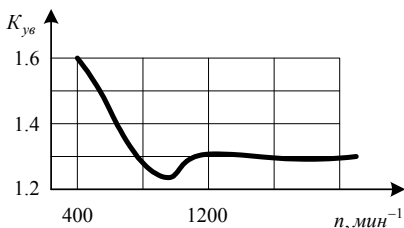


Рис. 3 – Коэффициент увеличения усилия после изменения схемы.

где давление и перепад давлений определялись по формуле (1) и другим данным из статьи [5]. В результате сила давления топлива на поршень возросла в 1.3 раза и более, что увеличило усилия, действующие при перестановке упора, и повысило чёткость работы корректора. Кроме того (и это главное) изменение конструкции позволило нивелировать высокую

нестабильность давлений в регуляторной полости при частоте $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ (табл. 1), что соответствует началу рабочего диапазона для данного корректора.

Параллельно гидравлическому корректору (но на других режимах) действует пневматический корректор 6, обычный для дизелей данного класса. Особенности расчёта этих корректоров описаны далее.

ется в опоре 12 реакциями \vec{F}_1 и \vec{F}_2 , имеющими значительную величину (на рис.4 не показаны). Как следствие, в опорах возникают силы \vec{F}_{mp} трения по-
 коя, уравнивающие \vec{F} . Поэтому сила \vec{F} не создаёт вращательного
 момента относительно шарнира O_2 и не влияет на положение упора рейки.

Для анализируемого механизма это утверждение получило не только
 теоретическое обоснование, но и экспериментальное подтверждение в опыт-
 ном образце регулятора. Все попытки сдвинуть упор 6 за счёт усилия пружи-
 ны 4 оказались безуспешными, а значительное дополнительное увеличение
 сдвигающего усилия \vec{F} привело к тому, что втулка 12, запрессованная в
 опору, начала двигаться вместе с упором рейки.

Но если сдвигающее усилие не увеличивать искусственно, то оно ока-
 жется небольшим; рабочие значения силы \vec{F} (а, значит, и силы \vec{F}_{mp}) в этом
 механизме не превышают $10H$, что с учётом принятого передаточного от-
 ношения отвечает деформации пружины 9 или 10 на 5...7% от её макси-
 мального значения. Силы \vec{F}_{k1} и \vec{F}_{k2} , действующие на рычаг 1 со стороны
 корректоров, не создают перекося, и здесь трением в опорах звеньев регуля-
 тора допустимо пренебречь. После чего условие равновесия рычага вырожда-
 ется, а его силовой расчёт заменяется геометрическими соотношениями, ис-
 пользующими передаточные отношения i_1 и i_2 между осями рейки и соот-
 ветствующего (работающего) корректора:

$$\Delta h_p = hk_1 / i_1 \quad \text{или} \quad \Delta h_p = hk_2 / i_2 ,$$

где $\Delta h_p, hk_{1,2}$ – перемещения упора рейки и штоков корректоров.

Подключение корректоров к рычагу 1 имеет свои особенности. Штоки
 2 и 3 передают усилие только лишь в сторону уменьшения подачи топлива,
 и перемещения штоков происходит не зависимо друг от друга (они не обме-
 ниваются усилиями через рычаг). Поэтому на каждом режиме двигателя от-
 вечающее ему перемещение упора рейки подчиняется следующему правилу:

$$\Delta h_p = \min \{ hk_1 / i_1, hk_2 / i_2 \} . \quad (2)$$

Зависимость (2) приводит к пропорциональному изменению активного
 хода плунжера:

$$\Delta h_a = \min \{ hk_1 / \hat{i}_1, hk_2 / \hat{i}_2 \} , \quad (3)$$

где $\hat{i}_1 = i_1 i_p \operatorname{tg} \alpha_{om}$, $\hat{i}_2 = i_2 i_p \operatorname{tg} \alpha_{om}$ – общие передаточные отношения между
 перемещениями штока соответствующего корректора и величиной активного
 хода плунжера; в анализируемом механизме эти величины составляют
 $\hat{i}_1 = 7.19$ для пневматического и $\hat{i}_2 = 6.71$ для гидравлического корректора.

Нелинейная жёсткость мембраны. Чтобы правильно моделировать работу пневматического корректора нужно иметь формулу, описывающую силу давления газа в зависимости от величины давления и перемещения *твёрдого центра* мембраны. В корректоре цикловой подачи использовалась плоская мембрана, изготовленная из прорезиненного материала; радиус R мембраны *в свету* составлял 30 мм, радиус r твёрдого центра – 15 мм. Максимальное перемещение $hk_{1,\max}$ твёрдого центра составляло 5.25 мм. В первоначальном варианте корректора мембрана устанавливалась так, что в рабочем диапазоне центр отклонялся от нейтрального положения в сторону полости с газом.

Искомую формулу для величины силы F_z давления газа на мембрану принято представлять в следующем виде [9]:

$$F_z = f_{\text{эф}} P_z, \quad (4)$$

где $f_{\text{эф}}$ – эффективная площадь мембраны, которую определяют так:

$$f_{\text{эф}} \approx f_{\text{эф},m} = (\pi/3) \cdot [R^2 + Rr + r^2]. \quad (5)$$

Для анализируемой мембраны формула (5) дала значение $f_{\text{эф}} \approx 16.5 \text{ см}^2$. Мембрана была подвергнута экспериментальному исследованию, результаты которого даны в табл.5. Величина $f_{\text{эф}}$ вычислялась из соотношения (4):

$$f_{\text{эф}} = z_9 hk_1 / P_z. \quad (6)$$

Коэффициент жёсткости z_9 пружины 9 пневматического корректора в этом эксперименте составлял 23 Н / мм.

Таблица 5 – Результаты экспериментального исследования мембраны

$P_z, \text{кПа}$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$hk_1, \text{мм}$	0	1.1	1.9	2.3	2.9	3.4	3.8	4.1	4.3	4.7
$f_{\text{эф}}, \text{см}^2$	-	30.2	26.0	22.0	20.9	19.6	18.3	16.8	15.5	15.1

Анализ полученных результатов свидетельствует о значительной нелинейности упругих свойств мембраны, что хорошо согласуется с результатами работы [9]. По рекомендациям этой работы, чтобы сохранить линейность в отношении действующих давлений и перемещений, отклонения x твёрдого центра от нейтрального положения не должны превышать

$$x_{\max} = 0.16R - 0.1r,$$

что для данного случая составляет 0.11R или 3.3 мм, причём для плоских мембран отклонения могут быть двухсторонними. Характер изменения эффективной площади мембраны показан на рис.5.

За пределами участка

$$-0.11R < x < 0.11R$$

погрешность формулы (5) уже недопустимо высока и дополнительно увеличивается для давлений $P_z < 20 \text{ кПа}$. Что и проявилось в результатах экспериментального исследования.

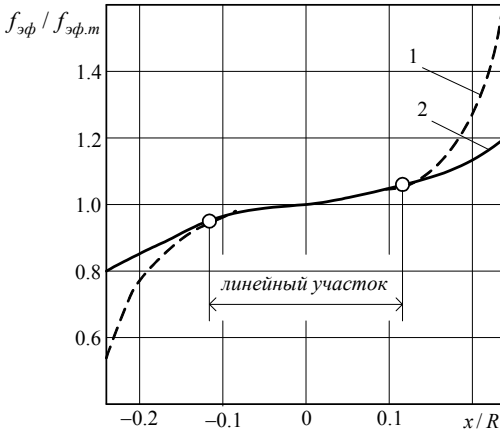


Рис. 5 — Значения эффективной площади мембраны (кривая 1 — $P_z \approx 0$, кривая 2 — $P_z \approx 70 \text{ кПа}$).

Для диапазонов изменения давлений $30 \dots 40 \text{ кПа}$, $30 \dots 90 \text{ кПа}$, $10 \dots 40 \text{ кПа}$ величина $f_{эф}$ составила 16.3 см^2 .

Определение основных параметров корректоров подачи топлива.

Для решения этой задачи величины цикловой подачи из табл.2 были пересчитаны в величины $\Delta h_a^* = h_a - h_{a,0}$ изменения соответствующих активных ходов плунжера, для чего выполнялась интерполяция значений табл.3 и табл.4.

Начальный уровень $h_{a,0}$ активного хода был принят равным 1.6 мм , что при частоте $n = 400 \text{ мин}^{-1}$ отвечает заданной подаче $30 \text{ мм}^3 / \text{цикл}$ (это предел дымления для данной частоты при отсутствии наддува, когда $P_z = 0$).

Результаты расчётов помещены в табл.6. Перепад давления ΔP для данной частоты вычислялся по формуле (1), а давление P_p в регуляторной полости определялось экспериментально (при решении рассматриваемой здесь задачи оно не использовалось и помещено в табл.6 для сравнения). Диаметр поршня гидрокорректора, как и для первоначального образца, равен 20 мм . По этим данным были выбраны параметры пружин 9 и 10 (коэф-

Чтобы исправить выявленные недостатки, в доработанном варианте корректора начальное положение твёрдого центра $x_0 = 2.6 \text{ мм}$. В результате рабочий диапазон стал удовлетворять условию $|x| < 0.09R$, а расчёт мембраны может проводиться по формулам (4), (5).

Для подтверждения тезиса по формуле вида (6)

$$f_{эф} = z_9 \delta(hk_1) / \delta(P_z),$$

где $\delta(y)$ обозначает изменение величины y , была обработана часть табл.5, которая отвечала линейному участку.

фициенты жёсткости и усилия предварительной затяжки), положения упоров, ограничивающих перемещения штоков 2,3, а также начальный зазор между штоком 3 и рычагом 1; остальные параметры механизма не изменялись.

Целью выбора уточняемых параметров служило получение таблицы значений $\Delta h_a(n)$, максимально приближающей заданную зависимость.

Результат выбора – зависимость $\Delta h_a^{**}(n)$ – также дана в табл.6; как видно, достигнуто хорошее совпадение характеристик (максимальная погрешность аппроксимации 10 % при частотах $n < n_M$ и 5 % при частотах $n > n_M$ здесь считается допустимой).

Таблица 6 – Характеристики корректоров цикловой подачи на режимах ВСХ

n , мин^{-1}	P_z , кПа	ΔP , кПа	P_p , кПа	Q_q , мм^3	Δh_a^* , мм	Δh_a^{**} , мм	hk_1 , мм	hk_2 , мм
400	8	32.9	20	33.8	0.08	0.08	0.57	0
500	10	37.6	24	40.8	0.11	0.11	0.78	0
600	12	43.4	28	44.0	0.14	0.14	0.98	0
700	24	50.3	37	45.2	0.14	0.14	2.21	0
800	40	58.2	45	45.5	0.15	0.15	3.85	0.07
900	60	67.2	55	45.2	0.18	0.20	5.25	0.40
1000	85	77.2	60	45.1	0.22	0.22	5.25	0.54
1100	105	88.3	65	45.3	0.28	0.25	5.25	0.74
1200	115	100.4	80	45.8	0.34	0.33	5.25	1.28
1300	120	113.6	87	46.5	0.38	0.36	5.25	1.48
1400	121	127.9	98	47.5	0.42	0.42	5.25	1.88
1500	118	143.2	110	48.5	0.46	0.48	5.25	2.28
1600	116	159.6	123	49.3	0.51	0.54	5.25	2.68
1700	113	177.0	135	50.0	0.58	0.60	5.25	3.09
1800	110	195.5	150	50.2	0.66	0.66	5.25	3.49
1900	111	215.0	165	50.4	0.73	0.73	5.25	3.96
2000	112	235.6	179	50.6	0.73	0.73	5.25	3.96

В табл.6 указаны перемещения hk_1, hk_2 штоков пневматического и гидравлического корректора. Шток 2 начинает перемещаться при значении $P_z = 3.5 \text{ кПа}$ и заканчивает при величине $P_z = 54 \text{ кПа}$, после достижения твёрдым центром мембраны *верхнего упора*.

Давление наддува $P_z = 54 \text{ кПа}$ считается достаточным для обеспечения полного сгорания топлива на всех режимах разрабатываемого дизеля, поэтому использовать шкалу $P_z = 60...120 \text{ кПа}$ для ограничения подачи на частичных скоростных характеристиках (показаны на рис.2) не целесообразно.

Пневматический корректор участвует в формировании внешней скоростной характеристики при частотах $n < 600 \text{ мин}^{-1}$, а далее действует гидрав-

лический корректор. Но на *переходных режимах дизеля*, где давление наддува может оказаться меньше тех значений, которые указаны в табл.6, частотный диапазон работы пневматического корректора расширяется (рис.2).

В диапазоне частот $n = 600...775 \text{ мин}^{-1}$ усилие от перепада ΔP давлений топлива не превышает усилия предварительной затяжки пружины 10, и упор рейки остаётся неподвижным. Шток 2 при значениях $hk_1 > 1 \text{ мм}$ отходит от рычага 1 и далее не влияет на его движение. Изменение максимального активного хода в диапазоне частот $n = 775...1900 \text{ мин}^{-1}$ происходит пропорционально перемещению штока 3. При $n > 1900 \text{ мин}^{-1}$ поршень гидравлического корректора упирается в днище втулки, и корректирование ВСХ завершается.

Перемещения штоков (на тех участках, где они не ограничиваются упорами) вычисляются по следующим формулам:

$$hk_1 = f_{\text{пор}} P_c / z_9 - hk_{1,0}, \quad hk_2 = f_{\text{пор}} \Delta P / z_{10} - hk_{2,0},$$

где z_9, z_{10} – коэффициенты жёсткости пружин 9 и 10 (рис.5); $hk_{1,0}, hk_{2,0}$ – предварительные деформации этих пружин; $f_{\text{пор}}$ – площадь поршня.

По сравнению с первоначальным вариантом механизма коэффициенты жёсткости пружин 9 и 10 были уменьшены на 30 % и 10 % соответственно.

Общие принципы регулирования УОВТ. Другой особенностью схемы, представленной на рис.1, является использование вращательного движения рейки для установки угла опережения впрыскивания топлива; узел, осуществляющий указанное вращение, называется *угломоном*.

В схеме угломена также применяются два корректора – гидравлический и пневматический, но они имеют общий шток (что упрощает конструкцию) и на большей части режимов дизеля действуют совместно. Полость между поршнем корректора и мембраной соединена с системой сбора утечек и топливным баком, поскольку использовать за мембраной пониженное давление из всасывающей полости шибера насоса недопустимо по условию прочности мембраны; кроме того это усложнит регулирование и

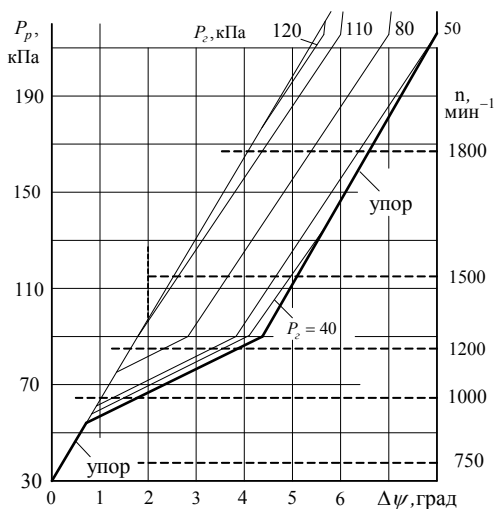


Рис. 6 – Изменение $\Delta\psi$ угла начала подачи в зависимости от частоты n и давления P_c [5].

может привести (в аварийной ситуации) к попаданию воздуха под рейку.

Поэтому на плунжер угломена действует давление P_p , а не ΔP , и

эта регулировка зависит от вязкости топлива и износа шиберного насоса. Но при установке угла опережения можно допустить большую погрешность, чем для цикловой подачи, поэтому использованное упрощение конструкции является оправданным.

Требуемое изменение $\Delta\psi$ угла начала подачи дано на рис.6. Анализ зависимостей показал, что для реализации такого управления в корректоре необходимо установить дополнительную пружину (рис.7) и разработать новую методику выбора параметров узла.

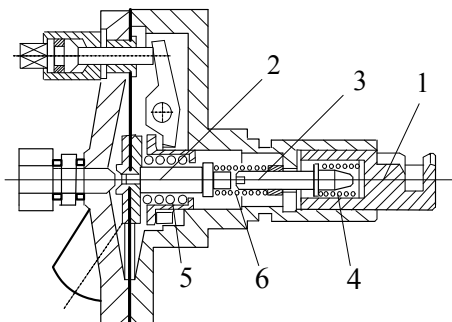


Рис. 7 – Схема угломена:

1 – плунжер угломена; 2 – шток мембраны; 3 – толкатель; 4, 5, 6 – пружины плунжера, мембраны и толкателя.

Принцип работы угломена и порядок выбора его параметров. Перемещение $h_{y\text{гл}}$ плунжера угломена приводит к развороту рейки и перемещению $h_{\text{зол}}$ дозирующих золотников топливного насоса высокого давления. Передаточное отношение между плунжером и золотником является постоянной величиной (оно выбрано равным $i_{y\text{гл}} = 0.8$), но аналог v скорости плунжера зависит от угла φ поворота кулачкового вала (рис.8). Поэтому зависимость

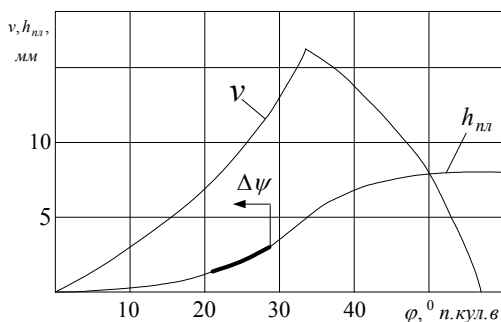


Рис. 8 – Аналог скорости $v(\varphi)$ и участок регулирования начала подачи на графике $h_{\text{пл}}(\varphi)$ подъема плунжера насоса.

$$h_{y\text{гл}} = f(\Delta\psi), \quad (7)$$

оказывается нелинейной, а её график по форме повторяет выделенный участок на графике $h_{\text{пл}}(\varphi)$ подъема плунжера топливного насоса (рис.8).

Для упрощения расчётов зависимость (7) была линеаризована и заменена формулой

$$h_{y\text{гл}} = K_{y\text{гл}} \cdot \Delta\psi, \quad (8)$$

где коэффициент $K_{y\text{гл}}$ составил приблизительно 0.28 мм/град .

В результате диапазон изменения углов $\Delta\psi = 0 \dots 8^\circ \text{ п.кул.в}$

соответствует диапазонам перемещений плунжера $h_{уэл} = 0 \dots 2.25 \text{ мм}$ и золотника $h_{зол} = 0 \dots 1.8 \text{ мм}$.

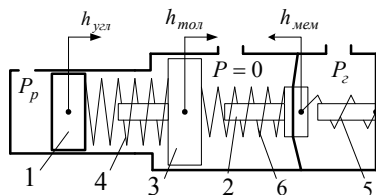


Рис. 9 – Эквивалентная кинематическая схема угломена.

В новой конструкции угломена (рис.7) величина $h_{уэл, \max} = 2.25 \text{ мм}$ отвечает суммарной начальной длине двух зазоров: между толкателем 3 и плунжером 1 ($h_{1,3} = 1.5 \text{ мм}$), между толкателем 3 и штоком мембраны 2 ($h_{2,3} = 0.75 \text{ мм}$).

Как видно, перемещения твёрдого центра этой мембраны не столь велики, как в корректоре цикловой подачи; кроме того, диапазон регулирования отвечает давлениям газа $P_z > 30 \text{ кПа}$. Поэтому условие линейности упругих свойств мембраны угломена выполняется с большим запасом, а её эффективную площадь $f_{эф.мем}$ можно с высокой точностью определять по формуле (5). Для значений $R = 45 \text{ мм}$, $r = 20 \text{ мм}$ получаем $f_{эф.мем} = 8.7 \text{ см}^2$.

Работу механизма удобно анализировать по схеме рис.9, где пружина сжатия 5 мембраны заменена пружиной растяжения.

Регулирование угла начала подачи в этом механизме осуществляется так.

При частоте $n < 700 \text{ мин}^{-1}$ сила давления P_p на плунжер 1 не превосходит усилия $F_{4,0}$ предварительной затяжки пружины 4, и угол $\Delta\psi = 0$.

В диапазоне $n = 700 \dots 900 \text{ мин}^{-1}$ выполняется неравенство

$$F_{4,0} < f_{уэл} P_p < F_{6,0},$$

где $f_{уэл}$ – площадь плунжера угломена; $F_{6,0}$ – усилие предварительной затяжки пружины 6. В результате толкатель остаётся неподвижным ($h_{тол} = 0$), а текущее перемещение плунжера 1 определяется из условия

$$F_{4,0} + z_4 h_{уэл} = f_{уэл} P_p,$$

где z_4 – коэффициент жёсткости пружины 4.

При $n > 900 \text{ мин}^{-1}$ положение плунжера угломена зависит не только от частоты, но и от давления наддува. Точка перехода диаграммы (рис.6) на пологий участок определяется из системы условий

$$\{ F_{6,0} + z_5 h_{мем} = f_{уэл} P_p, F_{5,0} + z_5 h_{мем} = f_{эф.мем} P_z,$$

где $F_{5,0}$, z_5 – усилие предварительной затяжки и коэффициент жёсткости пружины 5; $h_{мем}$ – перемещение твёрдого центра мембраны.

На пологом участке диаграммы происходит одновременная деформация пружин 4 и 6, а при выполнении условия

$$F_{5,0} + F_{4,0} + z_4 h_{уэл} < f_{эф.мем} P_z$$

– одновременная деформация всех трёх пружин угломена, причём эти пружины образуют *тандем* (последовательное соединение). Коэффициент суммарной жёсткости тандема пружин 4 и 6 вычисляется по формуле

$$z_{4,6} = z_4 z_6 / (z_4 + z_6),$$

а тандема из трёх пружин – из соотношения $z_{4,5,6}^{-1} = z_{4,6}^{-1} + z_5^{-1}$.

В анализируемой конструкции коэффициент жёсткости z_5 на порядок превышает коэффициенты z_6 и z_4 , поэтому различие величин $z_{4,5,6}$, $z_{4,6}$ мало и на рис.6 оно практически не заметно.

Точка завершения пологого участка диаграммы отвечает условию, когда зазор между толкателем и штоком мембраны становится равным 0. После этого наклон нижней диаграммы снова определяется коэффициентом жёсткости z_4 , а остальных диаграмм – суммарным коэффициентом

$$z_{4,5} = z_4 z_5 / (z_4 + z_5) \approx z_4.$$

При достижении условия $h_{y_{2L}} = h_{y_{2L}, \max}$ нижняя диаграмма (отвечающая условию $P_c < 30 \text{ кПа}$) выводит плунжер угломена на жёсткий упор, а верхние диаграммы при условии $h_{y_{2L}} = h_{y_{2L}, \max} - h_{\text{мем}}$ в очередной раз преломляются, и их наклон определяется далее коэффициентом жёсткости пружины 5.

Для выбора параметров пружин такого механизма разработан следующий метод, опирающийся на графики рис.6.

Коэффициент жёсткости z_4 определяется наклоном верхней диаграммы:

$$z_4 = f_{y_{2L}} (P_{p, \max} - P_{p, \min}) / [K_{y_{2L}} (\Delta \psi_{\max} - \Delta \psi_{\min})], \quad (9)$$

а усилие предварительной затяжки – равенством $F_{4,0} = f_{y_{2L}} P_{p, \min}$.

Суммарный коэффициент жёсткости $z_{4,6}$ определяется по наклону пологого участка нижней диаграммы при помощи формулы, аналогичной (9). Далее вычисляем коэффициент жёсткости

$$z_6 = z_4 z_{4,6} / (z_4 - z_{4,6})$$

и усилие предварительной затяжки пружины 6 – $F_{6,0} = f_{y_{2L}} P_{p, \text{пер}}$,

где давление $P_{p, \text{пер}}$ отвечает точке перехода на пологий участок.

Коэффициент жёсткости и усилие предварительной затяжки пружины 5 определяем при использовании данных верхней шкалы рис.6:

$$z_5 = f_{\text{эф. мем}} (P_{c, \max} - P_{c, \min}) / [K_{y_{2L}} (\Delta \psi_{\max} - \Delta \psi_{\min})], \quad F_{5,0} = f_{\text{эф. мем}} P_{c, \text{пер}},$$

где $P_{c, \max} = 110 \text{ кПа}$; $P_{c, \min} = 50 \text{ кПа}$; $P_{c, \text{пер}} = 50 \text{ кПа}$.

В результате расчёта получены следующие значения коэффициентов жёсткости пружин: $z_4 = 16 \text{ Н / мм}$; $z_5 = 91 \text{ Н / мм}$; $z_6 = 6.4 \text{ Н / мм}$.

В ходе экспериментального исследования нового образца угломена для расширения диапазона регулирования УОВТ по давлению наддува жёсткость пружины мембраны была уменьшена на 30 %.

Выводы. Предложена и обоснована доработка конструкций гидравлического корректора подачи топлива и гидропневматического угломена, предусматривающая изменение схемы подключения корректора и установку дополнительной пружины между мембраной и толкателем угломена.

Выполнен кинематический анализ работы корректоров и угломена, составлены математические модели этих устройств.

Разработан и опробован на практике новый порядок выбора параметров упругих элементов схемы регулирования (пружин и мембран), обеспечивающий заданную форму внешней скоростной характеристики дизеля и необходимую зависимости угла начала подачи от частоты и давления наддува.

Список литературы: 1. *Абрамчук Ф.И., Альохін С.О., Белов О.М., та інші.* Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)». – Харків: ХНАДУ, 2012. – 162 с. 2. *Грицюк А.В., Врублевський А.Н., Щербаков Г.А., Овчинников А.А.* Выбор параметров адаптивного задания топливоподачи автомобильного дизеля 4 ЧН 8,8/8,2 в условиях моторного стенда. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2012. – №1. – С. 10 – 13. 3. *Грицюк А.В., Врублевський А.Н., Овчинников А.А.* Апробация новых возможностей топливной системы непосредственного действия при формировании внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2013. – №2. – С. 61 – 66. 4. *Мазин В.М., Грицюк А.В., Парсаданов И.В., Мотора А.А.* Новое направление в дизелестроении Украины. // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков, 2011. – №1. – С. 48 – 53. 5. *Грицюк А.В., Григорьев А.Л., Врублевський А.Н., Овчинников А.А.* Расчётный метод исследования пульсаций давления в сервоприводе регулятора дизеля. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №5(979). – С. 26 – 52. 6. *Файнлейб Б.Н.* Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1990 – 352с. 7. *Грехов Л.В.* Топливная аппаратура и системы управления дизелем. / *Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков.* – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344 с. 8. *Григор'єв О.Л., Врублевський О.М.* Математична модель для гідродинамічного розрахунку паливної системи з модулятором імпульсів тиску впорскування палива. // Теплоенергетичні установки та екологія на залізничному транспорті. – Харків: ХарДАЗТ, 1998. – Вип.32. – С.87-92. 9. *Водяник В.И.* Эластичные мембраны. – М.: Машиностроение, 1974. – 135 с.

Поступила в редколлегию 23.10.2013

УДК 539.1: 621.436

Выбор параметров гидропневмомеханического регулятора автомобильного дизеля для реализации принципа адаптивного управления топливоподачей/ А. В. Грицюк, А. Л. Григорьев, А. Н. Врублевский, С. Б. Сафонов, А. А. Овчинников // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ», 2013. – №54 (1027). – С. 87 – 101. Бібліогр.: 9 назв.

Проаналізовано порядок роботи коректорів циклової подачі і механізму зміни кута початку подачі, що встановлюються у регуляторі гідралічного типу малолітражного автомобільного дизеля. Описано метод вибору їх основних параметрів, що використовує математичне моделювання та експериментальні дослідження на безмоторних стендах.

Ключові слова: регулятор дизеля, швидкісна характеристика, адаптивне керування, пневматичний коректор, гідралічний коректор, сервопривід.

Analyzed the order of the cycle correctors feed mechanism and change the angle of the beginning of the feed regulator installed in hydraulic type subcompact automotive diesel. Describes a method of selecting their main parameters using mathematical-parameter modeling and experimental research on non-motorized stands.

Key words: control of diesel speed characteristic, adaptive control, pneumatic corrector hydraulic corrector servo.